



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 101 51 950 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
B 60 T 13/74
F 16 D 55/224
F 16 D 65/21

⑲ Aktenzeichen: 101 51 950.8
⑳ Anmeldetag: 22. 10. 2001
㉑ Offenlegungstag: 8. 5. 2003

DE 101 51 950 A 1

⑦① Anmelder:
eStop GmbH, 82284 Grafrath, DE

⑦④ Vertreter:
WUESTHOFF & WUESTHOFF Patent- und
Rechtsanwälte, 81541 München

⑦② Erfinder:
Schautt, Martin, 80333 München, DE; Pascucci,
Antonio, 80337 München, DE; Hartmann, Henry,
81667 München, DE

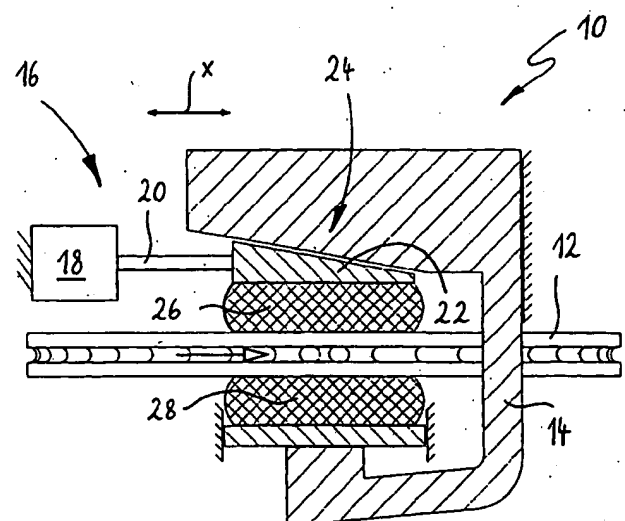
⑤⑥ Entgegenhaltungen:
DE 196 40 995 A1
DE 196 39 686 A1
DE 100 16 182 A1
DE 100 05 869 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Selbstverstärkende elektromechanische Scheibenbremse mit Reibmomentermittlung

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine selbstverstärkende elektromechanische Scheibenbremse (10) mit einer drehbaren Bremsscheibe (12) und einem eine Betätigungskraft erzeugenden elektrischen Aktuator (16). Der Aktuator (16) wirkt über eine Keilanordnung (24) auf einen Reibbelag (26) ein, um ihn an die Bremsscheibe (12) anzupressen. Die Bremse (10) weist ferner eine Einrichtung zur Reibmomentermittlung auf, die erste Mittel zur Messung der Reibkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der normal zur Bremsscheibe gerichteten Kraft oder erste Mittel zur Bestimmung der Aktuatorkraft und zweite Mittel zur Bestimmung der normal zur Bremsscheibe (12) gerichteten Kraft umfaßt. Auf diese Weise ist die Regelungsdynamik und Regelungsgüte der Scheibenbremse (10) deutlich verbessert.



DE 101 51 950 A 1

$$F_R = \mu \cdot F_N = \mu \cdot \left(\frac{1}{\tan \alpha - \mu} \right) F_A$$

mit

F_R = Reibkraft

μ = Reibkoeffizient

F_N = Normalkraft

F_A = Aktuatorkraft

α = Keilwinkel

ergibt sich:

$$F_N = \left(\frac{1}{\tan \alpha - \mu} \right) F_A$$

und

$$\mu = \tan \alpha - \frac{F_A}{F_N}$$

[0009] Aus dem Verhältnis der Aktuatorkraft F_A zur Normalkraft F_N kann also der Reibkoeffizient μ errechnet werden, denn der Keilwinkel α ist eine vorgegebene und damit bekannte, geometrische Größe der Bremse. Mit dem wirksamen Bremsscheibenradius r_{disc} , einer ebenfalls bekannten, geometrischen Größe, erhält man dann mit $F_R = \mu \cdot F_N$ das gesuchte Reibmoment M_R aus der Beziehung:

$$M_R = F_R \cdot r_{disc} = (\tan \alpha \cdot F_N - F_A) \cdot r_{disc}.$$

[0010] Das Reibmoment kann somit aus der Kenntnis der Normalkraft F_N und der Aktuatorkraft F_A ermittelt werden. Zu erwähnen ist, daß die Beziehung $F_R = \mu \cdot F_N$ für eine Schwimmsattelscheibenbremse zu $F_R = 2\mu \cdot F_N$ wird.

[0011] Die Aktuatorkraft kann direkt gemessen werden, vorzugsweise mit einem im Kraftfluß der Aktuatorkraft angeordneten Kraftsensor, der beispielsweise ein Dehnungsmeßstreifen sein kann. Der Kraftsensor kann z. B. die Reaktionskraft erfassen, mit der sich ein dem Aktuator zugehöriger Elektromotor am Gehäuse des Aktuators bzw. der Bremse abstützt. Die Reaktionskraft entspricht bis auf das Vorzeichen der Aktuatorkraft. Der Kraftsensor kann aber auch an der Stelle angeordnet sein, an der die Aktuatorkraft in den Keil der Keilanordnung eingeleitet wird. Ebenso kann ein Kraftsensor in oder an einem Kraftübertragungsmittel des Aktuators angeordnet sein, beispielsweise an einer Spindel oder einer Zug- bzw. Druckstange.

[0012] Die Aktuatorkraft muß aber nicht direkt gemessen werden, sondern kann indirekt ermittelt werden, beispielsweise aus dem Motorstrom des dem Aktuator zugehörigen Elektromotors. Der Motorstrom ist ein Maß für das vom Motor abgegebene Drehmoment, welches beispielsweise durch einen Spindeltrieb in eine Axialkraft gewandelt wird. Der Motorstrom ist deshalb proportional zur erzeugten Aktuatorkraft. Bei nicht zu hohen Genauigkeitsanforderungen ist eine solche indirekte Ermittlung der Aktuatorkraft eine geeignete und günstige Lösung.

[0013] Bei beiden oben beschriebenen Lösungen kann die normal zur Bremsscheibe gerichtete Kraft mittels eines im Kraftfluß der Normalkraft angeordneten Kraftsensors gemessen werden. Beispielsweise kann die Messung der Normalkraft in den Reibbelägen selbst oder in bzw. an den Belagträgern erfolgen, ferner an den Abstützflächen des Keils der Keilanordnung, oder im die Bremsscheibe übergreifenden Sattel, oder auch im Rahmen der Scheibenbremse. Generell ist eine Messung von Kräften nahe am Entstehungsort

vorteilhaft, um eine Verfälschung der Meßsignale durch träge Massen zu vermeiden.

[0014] Die Normalkraft kann jedoch auch indirekt bestimmt werden, z. B. aus dem Maß der bei einer gegebenen

5 Bremsung erfolgenden Verschiebung des Keils der Keilanordnung. Bei einem Bremsvorgang führt die Normalkraft zu einer Aufweitung des Sattels der Scheibenbremse und zu einer Kompression der Reibbeläge und, in geringerem Umfang, auch der Bremsscheibe. Diese Elastizitäten der 10 Bremse werden durch eine entsprechende Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung ausgeglichen. Bezeichnet man mit dem Begriff "Null-Lage" diejenige Stellung der Reibbeläge, bei der das sogenannte Lüftspiel gerade überwunden ist, die Reibbeläge somit kraftfrei an der Bremsscheibe an- 15 liegen, dann kann aus dem Maß der Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung direkt die Normalkraft berechnet werden. Ist die Federkennlinie des Systems Bremse linear, dann ist die Normalkraft direkt proportional zum Verschiebeweg des Keils.

20 [0015] Der Verschiebeweg des Keils kann entweder direkt gemessen werden, oder er kann aus Betriebsdaten des Aktuators ermittelt werden. Beispielsweise ist es möglich, aus dem Motordrehwinkel eines dem Aktuator zugehörigen Elektromotors den Verschiebeweg des Keils zu berechnen, 25 jedenfalls dann, wenn der Elektromotor über ein steigungs- treues Vorschubsystem auf den Keil einwirkt.

[0016] Alternativ und/oder zusätzlich kann die Aufweitung des Bremssattels mit einem handelsüblichen Positions- meßsystem ermittelt werden. Da der Zusammenhang zwi- 30 schen der Aufweitung des Bremssattels in Abhängigkeit der wirkenden Normalkraft für praktische Zwecke linear ist, stellt die Messung der Aufweitung des Bremssattels eine weitere Möglichkeit dar, die Normalkraft zu ermitteln.

[0017] Generell ist erfindungsgemäß die Normalkraft eine 35 Hilfsgröße, deren Ermittlung dazu dient, die Dynamik der Regelung zu verbessern, da die direkte Messung des Reibmomentes aufgrund der erforderlichen Störgrößenfilterung nicht ausreichend schnell erfolgen kann. Mit anderen Worten, der aktuelle Wert des Reibmomentes steht erst mit einer gewissen Verzögerung zur Verfügung, d. h. zu einem Zeit- 40 punkt t_n gibt es einen gefilterten Meßwert, der den realen Wert zu einem Zeitpunkt t_{n-m} widerspiegelt, welcher zeitlich vor dem Zeitpunkt t_n liegt. Dabei gibt m die Zahl der Zeitschritte an, um die das gemessene Signal durch die Fil- 45 terung verzögert wird.

[0018] Die an sich mögliche, hochdynamische Betätigung einer elektromechanischen Bremse erfordert, wenn die Vor- 50 teile einer solchen hochdynamischen Betätigung ausgenutzt werden sollen, eine entsprechend hochdynamische Regelung, welche mittels der Reibkraftmessung aus den bereits eingangs dargelegten Gründen nicht möglich ist. Die Ermitt- 55 lung der als Hilfsgröße fungierenden Normalkraft hingegen kann sehr schnell und genau erfolgen, beispielsweise wie schon erwähnt durch eine Messung der Position des Keils. Die Position des Keils ist, sofern die Reibbeläge an der Bremsscheibe anliegen, proportional zur Aufweitung des Bremssattels und damit zur Normalkraft F_N . Über den Reib- 60 koeffizient μ (für eine Schwimmsattelbremse gilt $F_R = 2 \cdot \mu \cdot F_N$) besteht auch eine Proportionalität zur Reibkraft F_R und damit zum Reibmoment M_R gemäß der Beziehung:

$$\Delta M_R = k \cdot \Delta x$$

mit

65 ΔM_R = Änderung des Reibmomentes

x = Keilposition

Δx = Keilverschiebung

k = Proportionalitätsfaktor

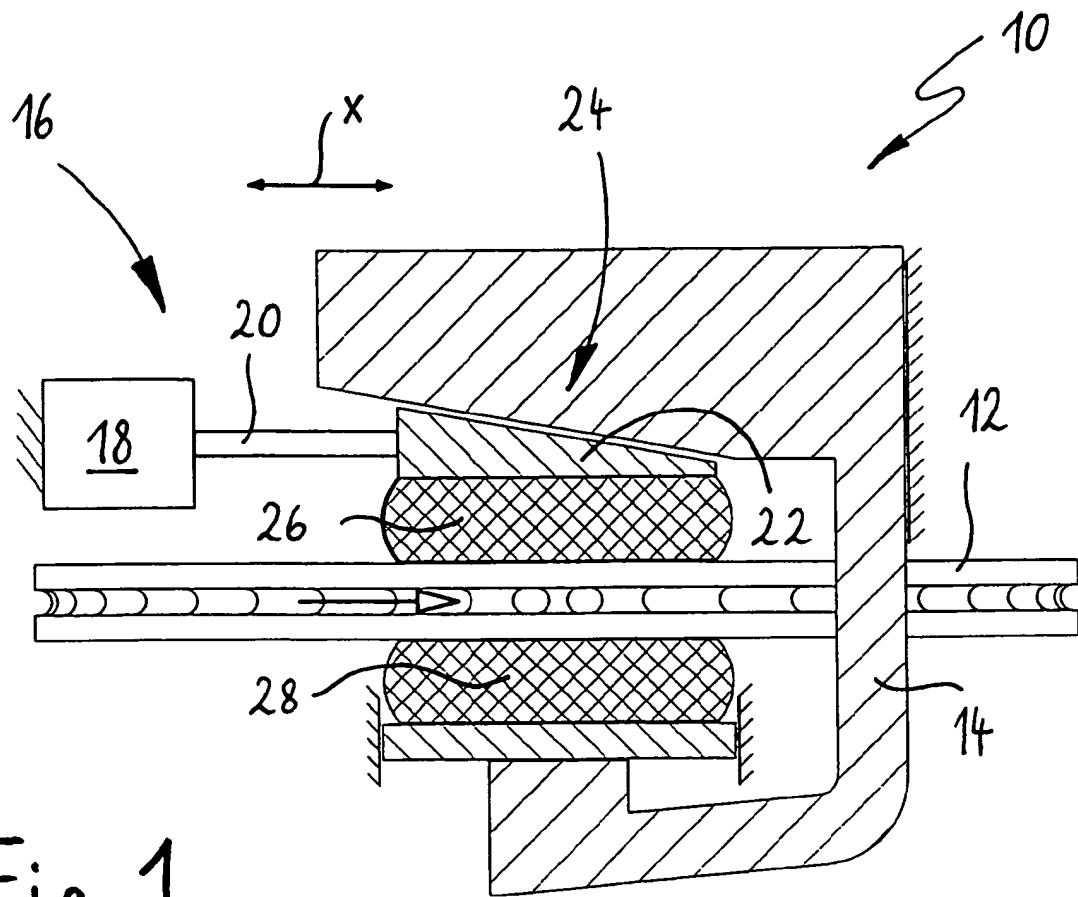


Fig. 1

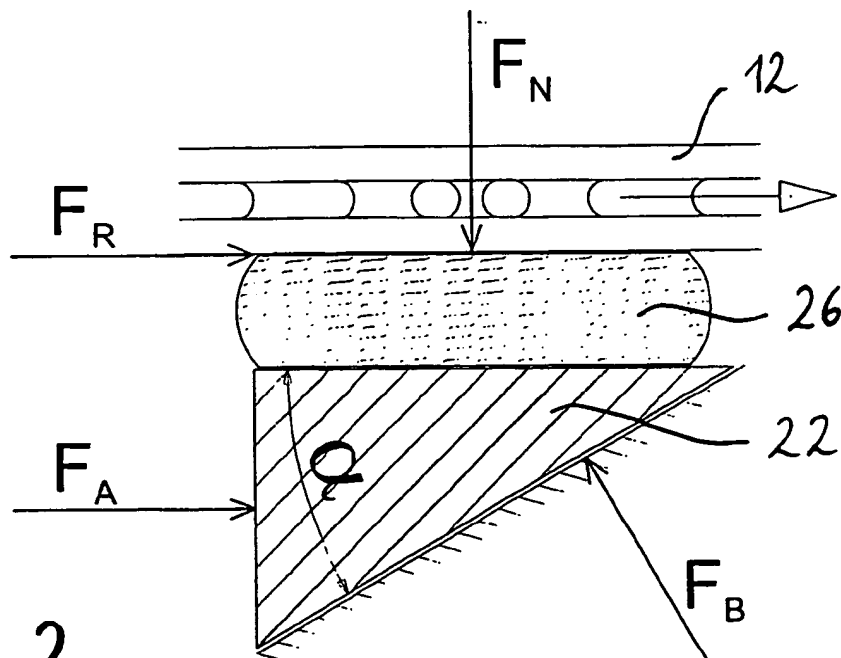


Fig. 2